

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

Multi-speed gearbox, in particular a six-speed gearbox

Patent number: DE19727153
Publication date: 1999-02-11
Inventor: STODT ENNO (DE)
Applicant: VOITH TURBO KG (DE)
Classification:
- international: F16H3/62; F16H57/10
- european: F16H3/66
Application number: DE19971027153 19970626
Priority number(s): DE19971027153 19970626

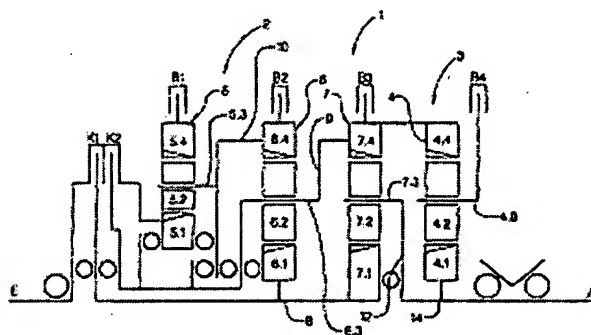
Also published as:



WO9900611 (A1)
EP0991876 (A1)
US6524208 (B1)

Abstract of DE19727153

The invention relates to a multi-speed gearbox having: a gearbox input shaft (e) and a gearbox outlet shaft (A); a first mechanical gearbox part (2); means for coupling this first mechanical part (2) to the gearbox input shaft; and a starting element. The invention is characterized in that: it has a second mechanical gearbox part (3) comprising at least one planetary gear step (4); a first gearbox element of the second mechanical gearbox part (4.1) is coupled to the first mechanical gearbox part and the second gearbox outlet shaft; the starting element is configured as a braking device (B4) and assigned to a second gearbox element (4.2) of the second mechanical gearbox part (3); the first mechanical gearbox part has means for carrying out the individual gear steps, which can be controlled in such a way that the transmissions in first gear and in reverse gear can be determined by the second mechanical gearbox part.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 27 153 A 1**

⑤ Int. Cl.⁶:
F 16 H 3/62
F 16 H 57/10

②1 Aktenzeichen: 197 27 153.7
②2 Anmeldetag: 26. 6. 97
④3 Offenlegungstag: 11. 2. 99

DE 197 27 153 A 1

⑦1 Anmelder:
Voith Turbo GmbH & Co. KG, 89522 Heidenheim,
DE

⑦4 Vertreter:
Weitzel, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 89522
Heidenheim

⑦2 Erfinder:
Stodt, Enno, 89522 Heidenheim, DE

⑤6 Entgegenhaltungen:

DE 1 95 14 276 A1
DE 33 31 039 A1
DE 27 21 719 A1
EP 00 73 102 A2

WIDMAIER, A.: Atlas für Getriebe- und Kon-
struktionslehre, Band Schrauben- und Radgetrie-
be, Verlag Konrad Wittwer, Stuttgart, 1954,
Blatt 81;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Mehrganggetriebe, insbesondere Sechsgang-Getriebe

⑤7 Die Erfindung betrifft ein Mehrganggetriebe
- mit einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeaus-
gangswelle;
- mit einem ersten mechanischen Getriebeteil;
- mit Mitteln zur Koppelung des ersten mechanischen Ge-
triebeteiles mit der Getriebeeingangswelle;
- mit einem Anfahrlement.

Die Erfindung ist gekennzeichnet durch die folgenden
Merkmale:

- mit einem weiteren zweiten mechanischen Getriebeteil,
umfassend wenigstens eine Planetenradstufe;
- ein erstes Getriebeelement des zweiten mechanischen
Getriebeteiles ist mit dem ersten mechanischen Getriebe-
teil und der Getriebeausgangswelle gekoppelt;
- das Anfahrlement ist als Bremseinrichtung ausgeführt
und einem weiteren zweiten Getriebeelement des zwei-
ten mechanischen Getriebeteiles zugeordnet;
- dem ersten mechanischen Getriebeteil sind Mittel zur
Realisierung der einzelnen Gangstufen zugeordnet, wel-
che derart betätigbar sind, daß die Übersetzungen im er-
sten Gang und im Rückwärtsgang durch den zweiten me-
chanischen Getriebeteil bestimmbar sind.

DE 197 27 153 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Mehrganggetriebe, insbesondere ein Sechsgang-Getriebe, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Mehrganggetriebe in Form von Automatgetrieben sind in einer Vielzahl von Ausführungen bekannt. Diese basieren hauptsächlich auf einem mechanischen Getriebeteil, welchem ein entsprechendes Anfaehrelement zugeordnet wird. Als Anfaehrelemente im Fahrzeugbau finden vor allen Dingen hydrodynamische Wandler oder hydrodynamische Kupplungen Verwendung. Der Betriebsbereich der hydrodynamischen Komponenten ist dabei hauptsächlich auf den Anfaehrbereich beschränkt. Getriebeausführungen mit Leistungsaufteilung, bei welchen die hydrodynamische Komponente bei der Leistungsübertragung in den unteren Gängen zum Einsatz kommt, sind ebenfalls möglich.

Automatische Getriebe mit Anfaehrelementen in Form von hydrodynamischen Drehzahl/Drehmomentenwandlern sind beispielsweise aus Voith:

"Hydrodynamik in der Antriebstechnik", Vereinigte Fachverlage Krausskopf-Verlag Ingenieur Digest bekannt. Diese sind in sogenannte Wandlergetriebe und Differentialwandlergetriebe unterteilbar.

Zu den Wandlergetrieben werden alle Getriebe gerechnet, bei denen ein Wandler mit zusätzlichen mechanischen Elementen verbunden wird, um eine Veränderung oder Erweiterung des Betriebsbereiches des Getriebes zu erreichen. Dabei kann der Wandler beim Betrieb in den mechanischen Gangstufen gefüllt bleiben, aber auch gefüllt oder entleert überbrückbar sein. Wird der Wandler in eine äußere Leistungsverzweigung gesetzt, dann ist er in den mechanischen Gangstufen nicht mehr an der Leistungsübertragung beteiligt und kann gefüllt bleiben.

Differentialwandlergetriebe sind Getriebe mit Leistungsverzweigung, bei denen der Leistungsfluß in einen hydrodynamischen und einen mechanischen Zweig aufgeteilt ist. Dabei kann zwischen innerer und äußerer Leistungsverzweigung unterschieden werden. Ein Planetensatz, in der Regel ein Differential, kann beispielsweise mit einem Drehmomentwandler in der Weise kombiniert werden, daß ein Element mit dem Pumpenrad des Wandlers, das zweite Element des Planetensatzes mit der Antriebswelle und das dritte Element mit der Abtriebswelle verbunden ist. Mit steigender Abtriebsdrehzahl wird aufgrund der Wirkung des Differentials der hydrodynamisch übertragene Leistungsanteil verringert, während der mechanisch übertragene Anteil zunimmt. Dies führt zu einem höheren Gesamtwirkungsgrad für das Getriebe als bei rein hydraulischer Energieübertragung. Etwa im Betriebspunkt seines besten Wirkungsgrades wird schließlich der hydrodynamische Wandler automatisch überbrückt und die Leistung rein mechanisch übertragen.

Ein Nachteil von Wandlergetrieben besteht im wesentlichen darin, daß der zum Fahren nutzbare Bereich, welcher ein bestimmtes Übersetzungsverhältnis darstellt, nur mit relativ großen Wandlereinheiten, welche erheblichen Bauraum benötigen und sehr teuer sind, erzielt werden kann. Alle bisher bekannten Lösungen für Planeten-Koppelgetriebe für Busgetriebe sind durch Übersetzungen gekennzeichnet, die einen Drehmomentenwandler als zusätzlichen Gang benötigen. Diese Getriebe sind nicht ohne weiteres zu verwenden, weil der erste Gang immer durch eine einzelne Planetenstufe dargestellt wird, für die die Übersetzung nicht weiter erhöht werden kann. Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß der hydrodynamische Wandler nicht selbstregelnd ist. Er muß deshalb an jede Antriebsmaschine durch Änderung der Pumpe und/oder Turbine und des Differenti-

als angepaßt werden.

Der Erfindung lag daher die Aufgabe zugrunde, eine Getriebeeinheit der eingangs genannten Art derart weiter zu entwickeln, daß die genannten Nachteile vermieden werden.

Im einzelnen ist eine konstruktiv einfache, mit geringem steuerungstechnischen Aufwand zu realisierende Lösung zu entwickeln, welche es ermöglicht, daß eine einfache Anpassung an unterschiedliche Anforderungen, insbesondere Antriebsmaschinen, ohne wesentlichen zusätzlichen Aufwand realisiert werden kann.

Die erfindungsgemäße Lösung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausführungen sind in den Unteransprüchen wiedergegeben.

Erfindungsgemäß wird zur Realisierung eines Mehrganggetriebes auf den hydrodynamischen Wandler verzichtet, wobei die mit dem Wandler erzielbare Übersetzung kostengünstiger und mit geringerem Aufwand hinsichtlich des erforderlichen Bauraumes mit einem zusätzlichen Gang realisiert wird. Dies bedeutet, daß der mechanische Getriebeteil um einen zusätzlichen Gang erweitert wird. Vorzugsweise wird dazu eine weitere Planetenebene verwendet. Das Anfaehen geschieht dann mit einer Bremsenrichtung für eines der Getriebeelemente des Planetenradsatzes, vorzugsweise des Hohlrades, wobei die Bremsenrichtung als Inebremse dimensioniert sein muß. Die Grundlage dafür bildet die dynamische Viskosität des Öls. Die erfindungsgemäße Lösung bietet den Vorteil einer einfacheren Steuerung, da keine Fliehkräfte zu kompensieren sind. Des weiteren arbeitet die Bremsenrichtung beim Anfaehen immer mit der niedrigsten Motordrehzahl zusammen, die mit einem Wandler nicht erzielbar ist. Dies führt zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauches.

Für die konstruktive Ausgestaltung des Getriebes ergeben sich eine Vielzahl von Möglichkeiten. Jedoch ist immer ein mechanischer Getriebeteil, welcher aus einer Vielzahl von Stirnrad- oder Planetenradstufen besteht sowie eine weitere mechanische Getriebestufe, welcher eine Ineb-Einrichtung, entweder in Form einer Ineb-Bremse oder einer Ineb-Kupplung, zugeordnet ist.

Der Einsatz einer sogenannten Ineb-Bremse oder auch Ineb-Kupplung bietet noch einen weiteren Vorteil gegenüber einem hydrodynamischen Wandler, nämlich die Möglichkeit der Fremdsteuerung. Die Ineb-Bremse ist vorzugsweise in Lamellenbauart ausgeführt. Das Drehmoment der Ineb-Bremse wird mit dem modulierten Öldruck für die Lamellenanpressung gesteuert. Dadurch kann das Getriebe in einem großen Bereich ausschließlich per Software an verschiedene Motoren und Fahrzeuge-Massen angepaßt werden.

Durch Verwendung der Ineb-Einrichtung wird der Bauraum in axialer Länge verringert, da auf große hydrodynamische Wandler verzichtet werden kann. Die Einbaulänge könnte daher für das Gesamtgetriebe verkürzt werden oder aber das Getriebe auch als Gehäusevariante ausgeführt sein. Die Steuerung für die Schalteinrichtungen und die Ineb-Einrichtung kann oberhalb in Einbaulage angebracht werden. Dies bedeutet eine einfachere und billigere Ausführung als die bisher bekannte Ausführung bei hydrodynamischen Wandlern mit Ölsumpf.

Zum Anfaehen wird eine Ineb-Einrichtung, vorzugsweise in Form einer Lamellenbremsenrichtung, im Getriebe benutzt, die gleichzeitig auch Schaltbremse für den ersten Gang und den Rückwärtsgang ist. Die Außenlamellen sind von einem Ringraum umgeben. Dieser wird beim Anfaehen mit Öl gefüllt, so daß die Lamellen voll im Öl laufen. Das Öl tritt am Innendurchmesser aus und fließt von da in den Ölsumpf. Der Ölzufluß in den Ringraum wird mit einem Magnetventil im zentralen Steuerblock des Getriebes gesteuert.

Bei gefluteten Lamellen wird das Drehmoment nur von der Scherkraft des Öls übertragen. Die Lamellen berühren sich dabei nicht. Berechenbar ist dies mit der Formel für die dynamische Viskosität des Öls:

$$\text{Vis} = (N \times s / m^2) \text{ oder auch ungekürzt } \text{Vis} = N \times m / (m/s \times m^2).$$

Dabei bedeuten:

Vis – die für das Öl und die augenblickliche Temperatur gültige Viskosität

N (Newton) – die Umfangskraft an den Lamellen

m (m) – der Ölpalt zwischen den Lamellen

m/s (m/s) – die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Lamellen

m² (m²) – die im Ölpalt benetzte, gesamte Belagoberfläche.

Das Produkt aus $N \times R_m$ (Nm) ist dann das Drehmoment, das die Bremse überträgt. R_m gibt den mittleren Lamellenradius an.

Beim Anfahren ist gleich zu Beginn die größte Umfangsgeschwindigkeit vorhanden. Diese wird mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit dann immer kleiner, so daß auch der Spalt für konstantes Drehmoment immer kleiner werden muß, bis der Belag die Gegenlamelle berührt. Dann wird das äußere Öl abgeschaltet und die Lamellen wirken genauso wie in den anderen Lamellenbremsen im Getriebe. Die beschriebene Eigenschaft des Öls wird auch in Wandler-Inch-Kupplungen, in großen Regelkupplungen, in Radbremsen bei großen Baumaschinen, in VISCO-Kupplungen als Differentialsperre in Allradfahrzeugen, in Schwingungsdämpfern usw. verwendet.

Die Incheinrichtung kann bspw. auch wie in der DE 195 14 276 A1 beschrieben, ausgeführt sein. Die Offenbarung dieser Druckschrift wird hiermit vollumfänglich in den Offenbarungsgehalt dieser Anmeldung mit einbezogen.

Im einzelnen weist das Mehrganggetriebe wenigstens eine Getriebeeingangswelle und eine Getriebeausgangswelle, einen ersten mechanischen Getriebeteil, Mittel zur Koppelung des ersten mechanischen Getriebeteiles mit der Getriebeeingangswelle und ein Anfahrlement auf.

Erfindungsgemäß ist ein weiterer zweiter mechanischer Getriebeteil vorgesehen. Dieser umfaßt wenigstens eine Planetenradstufe. Ein erstes Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles ist mit dem ersten mechanischen Getriebeteil und der Getriebeausgangswelle gekoppelt. Das Anfahrlement ist als Bremseinrichtung ausgeführt und einem weiteren zweiten Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles zugeordnet. Dem ersten mechanischen Getriebeteil sind Mittel zur Realisierung der einzelnen Gangstufen zugeordnet, welche derart betätigbar sind, daß die Übersetzungen im ersten Gang und im Rückwärtsgang durch den zweiten mechanischen Getriebeteil bestimmbar sind.

Der Planetenradsatz des zweiten mechanischen Getriebeteiles umfaßt wenigstens die folgenden Getriebeelemente: ein Sonnenrad, ein Hohlrad, einen Steg und Planetenräder. Das erste Getriebeelement wird dabei vorzugsweise vom Sonnenrad und das zweite Getriebeelement vom Steg gebildet. Ein drittes Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles ist mit einem ersten Getriebeelement des ersten mechanischen Getriebeteiles drehfest verbunden.

Das Anfahrlement ist vorzugsweise als Inchkupplung ausgeführt. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, dieses als Inchkupplung auszuführen. Vorzugsweise werden Anfahrlemente in Lamellenbauart verwendet.

Die Mittel zur Realisierung der Gangstufen sind in Form von Kupplungs- und/oder Bremseinrichtungen, vorzugsweise in Lamellenbauart ausgeführt.

Für die Ausgestaltung des ersten mechanischen Getriebe-

teiles stehen eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Auswahl. Im Prinzip ist jede Variante denkbar, welche die Möglichkeit der Vorschaltung des zweiten mechanischen Getriebeteiles für den Anfahr- und Rückwärtsgang bereitstellt. Beispiels-

weise denkbar ist eine Variante mit drei Planetenradsätzen – einem ersten Planetenradsatz, einem zweiten Planetenradsatz und einem dritten Planetenradsatz. Jeder Planetenradsatz umfaßt als Getriebeelemente wenigstens jeweils ein Sonnenrad, ein Hohlrad, einen Steg und Planetenräder. Ein erstes Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes ist drehfest mit der Getriebeeingangswelle verbunden. Ein zweites Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes ist drehfest mit der Getriebeausgangswelle verbunden. Das erste Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles wird vom Sonnenrad gebildet. Das zweite Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles wird vorzugsweise vom Steg gebildet.

Das dritte Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles ist mit dem als erstes Getriebeelement ausgeführten dritten Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles drehfest verbunden. Das dritte Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles wird dabei von dessen Hohlrad gebildet. Das dritte Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles wird vorzugsweise ebenfalls von dessen Hohlrad gebildet.

Die Mittel zur Realisierung der einzelnen Gangstufen umfassen wenigstens zwei Kupplungselemente – ein erstes Kupplungselement und ein zweites Kupplungselement sowie wenigstens drei Bremseinrichtungen – eine erste Bremseinrichtung, eine zweite Bremseinrichtung und eine dritte Bremseinrichtung. Jeweils die ersten Getriebeelemente des zweiten und des dritten Planetenradsatzes sind mittels des ersten Kupplungselementes wenigstens mittelbar mit der Getriebeeingangswelle koppelbar. Ein weiteres zweites Getriebeelement des zweiten und ein drittes Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes sind mittels des zweiten Kupplungselementes mit der Getriebeeingangswelle koppelbar. Einem weiteren dritten Getriebeelement des ersten, des zweiten und dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles ist jeweils eine Bremseinrichtung zugeordnet. Die ersten Getriebeelemente des zweiten und des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles werden vorzugsweise jeweils vom Sonnenrad gebildet. Das zweite Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles ist vom Steg und die dritten Getriebeelemente der einzelnen Planetenradsätze des ersten mechanischen Getriebeteiles werden jeweils von den Hohlrädern gebildet.

Die erfindungsgemäße Getriebeanordnung kann mit weiteren Elementen, beispielsweise mit wenigstens einem Nebenabtrieb zum Antrieb weiterer Fahrzeugkomponenten, beispielsweise eines Lüfters, oder Winkeltrieben kombiniert werden. Denkbar ist des weiteren auch der Einsatz eines hydrodynamischen Retarders im Gesamtgetriebe.

Die erfindungsgemäße Lösung ist nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Darin ist folgendes dargestellt:

Fig. 1 zeigt in schematisch vereinfachter Darstellung den Grundaufbau eines erfindungsgemäß gestalteten Getriebes; Fig. 2 verdeutlicht das Schaltschema für eine Ausführung entsprechend der Fig. 1;

Fig. 3a verdeutlicht den Antrieb für die Getriebeölpumpe;

Fig. 3b verdeutlicht eine Kombination des Getriebes mit nachgeordneten Winkeltrieb zur Übertragung der Fahrleistung auf die Achse.

Fig. 1 verdeutlicht schematisch anhand einer vereinfachten Darstellung den Aufbau und die Funktionsweise eines

erfindungsgemäß gestalteten Mehrganggetriebes 1, insbesondere eines Sechsganggetriebes. Dieses umfaßt einen ersten mechanischen Getriebeteil 2 zur Darstellung von fünf Gängen und einen, diesem ersten mechanischen Getriebeteil in Kraftflußrichtung im Traktionsbetrieb betrachtet nachgeordneten zweiten mechanischen Getriebeteil 3, hier in Form eines Planetenradsatzes 4. Das Getriebe weist ferner eine Getriebeeingangswelle E und eine Getriebeausgangswelle A auf. Der erste mechanische Getriebeteil 2 umfaßt drei Planetenradsätze, einen ersten Planetenradsatz 5, einen zweiten Planetenradsatz 6 und einen dritten Planetenradsatz 7. Die Planetenradsätze 5, 6 und 7 umfassen jeweils wenigstens ein Sonnenrad, Planetenräder, ein Hohlrad sowie einen Steg. Diese einzelnen Planetenradsatzbestandteile sind für die einzelnen Planetenradsätze 5 bis 7 wie folgt nummeriert:

- Sonnenräder 5.1, 6.1 bzw. 7.1
- Planetenräder 5.2., 6.2 und 7.2
- Steg 5.3, 6.3 bzw. 7.3 und
- Hohlrad 5.4, 6.4 bzw. 7.4.

Zwischen der Getriebeeingangswelle E und einem ersten Getriebeteil des ersten Planetenradsatzes 5, welcher vom Sonnenrad 5.1 ist eine ständige mechanische Kopplung vorhanden.

Jeweils ein erstes Getriebeelement der Planetenradsätze 5, 6 bzw. 7 ist über ein Schaltelement K mit der Getriebeeingangswelle E koppelbar. Im vorliegenden Fall ist die Getriebeeingangswelle über ein erstes Kupplungselement K1 mit einem ersten Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes 6 und des dritten Planetenradsatzes 7 koppelbar. Die ersten Getriebeelemente werden dabei von den Sonnenrädern 6.1 des Planetenradsatzes 6 und 7.1 des Planetenradsatzes 7 gebildet. Ein zweites Kupplungselement K2 ermöglicht eine weitere zweite Kopplungsmöglichkeit der Getriebeeingangswelle E mit einem zweiten Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes 6. Dieses zweite Getriebeelement wird dabei vom Steg 6.3 des zweiten Planetenradsatzes 6 gebildet.

Die einzelnen Planetenradsätze 5, 6 bzw. 7 des ersten mechanischen Getriebeteiles 2 sind miteinander gekoppelt. Der Steg 5.3 des ersten Planetenradsatzes 5 ist dabei drehfest mit dem Hohlrad 6.4 des zweiten Planetenradsatzes 6 verbunden. Eine weitere drehfeste Verbindung besteht zwischen dem Steg 6.3 des zweiten Planetenradsatzes 6 und dem Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 sowie den Sonnenrädern 6.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 und 7.1 des dritten Planetenradsatzes 7. Diese Kopplung wird durch entsprechende Verbindungselemente, vorzugsweise in Form von Verbindungswellen, realisiert. Dabei sind die Sonnenräder 6.1 und 7.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 und des dritten Planetenradsatzes 7 auf einer ersten Übertragungswelle 8 drehfest angeordnet. Die Kopplung zwischen dem Steg 6.3 und dem Hohlrad 7.4 des zweiten und dritten Planetenradsatzes 6 bzw. 7 erfolgt über eine Verbindung 9. Eine weitere mechanische Kopplung besteht zwischen dem Steg 5.3 des ersten Planetenradsatzes 5 und dem Hohlrad 6.4 des zweiten Planetenradsatzes 6. Diese Kopplung ist über ein Verbindungselement 10 realisiert.

Die Getriebeeingangswelle E ist im dargestellten Fall fortlaufend mit einem ersten Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes 5 gekoppelt. Dieses erste Getriebeelement wird dabei vom Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes 5 gebildet.

Über das erste Kupplungselement K1 ist die Getriebeeingangswelle des weiteren mit jeweils einem ersten Getriebeteil des zweiten Planetenradsatzes 6 und des dritten Planetenradsatzes 7 koppelbar. Die Kopplung der Getriebeein-

gangswelle E mit einem zweiten Getriebeteil des zweiten Planetenradsatzes 6 erfolgt über ein weiteres zweites Kupplungselement K2. Das zweite Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes 6 wird dabei vom Steg 6.3 gebildet. Den einzelnen Planetenradsätzen 5, 6 bzw. 7 sind des weiteren jeweils wenigstens ein Bremsselement, hier für den ersten Planetenradsatz 5 mit B1, für den zweiten Planetenradsatz 6 mit B2 und für den dritten Planetenradsatz 7 mit B3 bezeichnet. Die einzelnen Bremsselemente B1, B2 und B3 sind dabei jeweils den Hohlrädern 5.4, 6.4 und 7.4 zugeordnet.

Der erste mechanische Getriebeteil 2 ist mit der Getriebeausgangswelle A verbunden. Diese Verbindung erfolgt über den Steg 7.3 des dritten Planetenradsatzes 7.

Das, dem ersten mechanischen Getriebeteil 2 nachgeordnete zweite mechanische Getriebeteil 3, umfassend einen Planetenradsatz 4, ist ebenfalls mit der Getriebeausgangswelle A gekoppelt. Diese Kopplung erfolgt über ein Sonnenrad 4.1 des Planetenradsatzes 4. Dem Planetenradsatz 4 ist des weiteren ein weiteres drittes Bremsselement B4, insbesondere dem Steg 4.3, zugeordnet. Eine mechanische Verbindung zwischen dem ersten mechanischen Getriebeteil 2 und dem zweiten mechanischen Getriebeteil 3 erfolgt jeweils über zwei Kopplungen 12 bzw. 13. Die erste Kopplung 12 wird dabei zwischen dem Steg 7.3 des dritten Planetenradsatzes und dem Sonnenrad 4.1 des Planetenradsatzes 4 realisiert, welche gleichzeitig die Kopplung des ersten mechanischen Getriebeteiles 2 mit der Getriebeausgangswelle A ermöglicht. Zu diesem Zweck sind diese Elemente, der Steg 7.3 und das Sonnenrad 4.1 auf einer gemeinsamen Übertragungswelle 14 angeordnet. Eine weitere mechanische Kopplung 13 besteht zwischen den Hohlrädern 4.4 des Planetenradsatzes 4 und 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 des zweiten mechanischen Getriebeteiles 2. Die genannten Kopplung erfolgen dabei vorzugsweise direkt. Die Verbindungswelle 14 bildet die Ausgangswelle A des Getriebes 1.

Die einzelnen Schaltelemente, d. h. die Kupplungs- und Bremsselemente K1, K2 und B1, B2, B3 und B4 sind vorzugsweise jeweils in Lamellenbauart ausgeführt. Andere Übertragungseinrichtungen sind ebenfalls denkbar.

Durch Ansprechen, d. h. Aktivierung oder Deaktivierung der einzelnen dem ersten mechanischen Getriebeteil 2 zugeordneten Schaltelemente können die einzelnen Gangstufen realisiert werden. Durch den zusätzlichen zweiten mechanischen Getriebeteil 3 wird ein weiterer Gang realisiert, welcher den anderen Gangstufen vorgeschaltet ist. Des weiteren erfolgt über diesen auch die Leistungsübertragung im Rückwärtsgang. Die Betätigung der einzelnen Schaltelemente, d. h. die Inbetriebnahme oder das Lösen der einzelnen Schaltelemente wird anhand eines Schaltplanes in der Fig. 2 verdeutlicht.

Der Anfahrvorgang wird dabei durch Betätigung des dem zweiten mechanischen Getriebeteil 3 zugeordneten Bremsselementes B4 realisiert. Dieses Bremsselement B4 wird auch als sogenannte Anfahrbremse bezeichnet. Dabei wird der Steg 4.3 des Planetenradsatzes 4 abgebremst. Das Bremsselement B4 ist dabei als sogenannte Inch-Bremse dimensioniert. Die Grundlage dafür bildet die dynamische Viskosität des Öls $Vis = N \cdot s / m^2$ oder umgekehrt $Vis = N \cdot x / (m^2 \cdot s)$. Die Inch-Bremse ist relativ einfach zu steuern, da keine Fliehkräfte zu kompensieren sind. Die Außenlamellen des Bremsselementes B4 sind dabei von einem hier nicht dargestellten Ringraum umgeben. Dieser wird während des Anfahrvorganges mit Öl gefüllt, so daß die Lamellen voll im Öl laufen. Das Öl tritt dann am Innendurchmesser aus und fließt von da in den Ölsumpf. Der Ölzufluß in den Ringraum wird beispielsweise mit einem Magnetventil im zentralen Steuerblock des Getriebes gesteuert. Bei gefluteten Lamellen wird das Drehmoment M nur von der Scherkraft des Öls

übertragen. Die Lamellen berühren sich dabei nicht.

Die einzelnen Variablen in den genannten Gleichungen haben folgende Bedeutung:

Vis – die für das Öl und die augenblickliche Temperatur günstige Viskosität;
 N (Newton) – die Umfangskraft an den Lamellen;
 m (m) – der Ölspalt zwischen den Lamellen;
 m/s (m/s) – die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Lamellen;
 m² (m²) – die im Ölspalt benetzte, gesamte Belagoberfläche.

Das Drehmoment, das die Bremseinrichtung B4 überträgt, wird dann wie folgt gebildet: $M_{B4} = N \times R_m$.

Beim Anfahren ist gleich zu Beginn die größte Umfangsgeschwindigkeit vorhanden. Diese wird mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit immer geringer, so daß auch der Spalt für konstantes Drehmoment M immer kleiner werden muß, bis der Belag die Gegenlamelle berührt. Dann wird das äußere Öl abgeschaltet und die Lamellen wirken genauso wie in den anderen Lamellenbremsen B1, B2 und B3 im Getriebe.

Dieser Anfahrvorgang ist als erster Gang im Schalt-schema eingezeichnet. In diesem Fall sind das erste Kupplungselement K1 und das vierte Bremsselement B4 betätigt. Dadurch wird erreicht, daß die Getriebeeingangswelle E über das erste Kupplungselement K1 mit dem Sonnenrad 6.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 und dem Sonnenrad 7.3 des dritten Planetenradsatzes 7 in Triebverbindung steht. Des weiteren ist die Getriebeeingangswelle E mit dem Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes in ständiger Triebverbindung. Durch die vom vierten Bremsselement B4 realisierte Inch-Funktion wird ein optimaler Anfahrvorgang ermöglicht. Dieser Anfahrang ist im Schalt-schema als erster Gang eingetragen.

Im zweiten Gang bleibt das erste Kupplungselement K1 betätigt, das vierte Bremsselement B4 wird gelöst und das dritte Bremsselement B3 betätigt. Die Leistungsübertragung erfolgt dabei von der Getriebeeingangswelle über das erste Kupplungselement K1, die Übertragungswelle 8 auf die Sonnenräder 6.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 sowie 7.1 des dritten Planetenradsatzes 7. Durch Betätigung des dritten Bremsselementes B3 wird das Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes festgebremst, das Drehmoment wird über den Steg 7.3 auf die Getriebeausgangswelle A übertragen.

Im nachfolgenden dritten Gang wird beim Übergang das dritte Bremsselement B3 gelöst und das zweite Bremsselement B2 betätigt, während das erste Kupplungselement K1 in Eingriff bleibt. Die Leistungsübertragung im Traktionsbetrieb erfolgt dabei ebenfalls über die Getriebeeingangswelle E, das erste Kupplungselement K1, die Übertragungswelle 8 auf die Sonnenräder 6.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 und 7.1 des dritten Planetenradsatzes 7. Durch das Festbremsen des Hohlrades 6.4 des zweiten Planetenradsatzes 6 wird der Steg 6.3 des zweiten Planetenradsatzes 6 angetrieben, wobei über die Kopplung 9 das Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 ebenfalls angetrieben wird. Dadurch ergibt sich zwischen dem Sonnenrad 7.1 des dritten Planetenradsatzes 7 und dem Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 eine Differenzgeschwindigkeit, welche bewirkt, daß die mit diesen kämmenden Planetenräder ebenfalls in Rotation versetzt werden, wobei der Steg 7.3 angetrieben wird. Über den Steg 7.3 ist die Getriebeeingangswelle E dann mit der Getriebeausgangswelle A gekoppelt.

In den Gängen 1 bis 3 erfolgt eine Übertragung von Leistung auch auf das Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes 5. Über die Rückkopplung der einzelnen Planetenradsätze 4, 5, 6 und 7 untereinander wird ein geringer Teil der

über die Getriebeeingangswelle E übertragenen Leistung am ersten Planetenradsatz 5 verbraucht.

Im nachfolgenden vierten Gang ist das zweite Bremsselement B2 gelöst und das erste Bremsselement B1 betätigt. Die Leistungsübertragung erfolgt im Traktionsbetrieb dann von der Getriebeeingangswelle E über das erste Kupplungselement K1 auf die Sonnenräder 6.1 und 7.1 des zweiten Planetenradsatzes 6 bzw. des dritten Planetenradsatzes 7 sowie über die ständige drehfeste Verbindung der Getriebeeingangswelle E mit dem Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes 5. Da das Hohlrad 5.4 über das erste Bremsselement B1 festgebremst ist, wird der Steg 5.3 angetrieben und über die Kopplung 10 mit dem zweiten Planetenradsatz 6 das Hohlrad 6.4 des zweiten Planetenradsatzes 6, wobei durch die Relativgeschwindigkeit zwischen beiden, d. h. zwischen Sonnenrad 6.1 und Hohlrad 6.4, der Steg 6.3 angetrieben. Über den Steg 6.3, welcher über die Kopplung 9 mit dem Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 gekoppelt ist, wird die Leistung dann weiter auf die Getriebeausgangswelle A übertragen, wobei das Hohlrad 7.4 ebenfalls in Rotation versetzt wird, worauf aufgrund der Relativgeschwindigkeiten zwischen dem Sonnenrad 7.1 und 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 der Steg 7.3 des dritten Planetenradsatzes 7, welcher mit der Getriebeausgangswelle A wenigstens mittelbar koppelbar ist, angetrieben wird.

Im anschließenden fünften Gang sind lediglich die beiden Kupplungselemente K1 und K2 betätigt. Sämtliche Bremsselemente B1 bis B4 sind gelöst. In diesem Fall erfolgt die Leistungsübertragung im Traktionsbetrieb über mehrere Leistungswege zur Getriebeausgangswelle A. Über das betätigte Kupplungselement K2 wird die Getriebeeingangswelle mit dem Steg 6.3 und damit mit dem Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 gekoppelt. Gleichzeitig wird die Getriebeeingangswelle E zusätzlich über das Kupplungselement K1 mit dem Sonnenrad 7.1 des Planetenradsatzes 7 gekoppelt. Das Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes 5 steht ebenfalls mit der Getriebeeingangswelle E in Triebverbindung. Aufgrund der Differenzdrehzahlen zwischen Sonnenrad 7.1 und Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes wird dann der Steg 7.3 und damit die Getriebeausgangswelle A angetrieben.

Im nachfolgenden sechsten Gang wird das erste Kupplungselement K1 gelöst und zusätzlich das Bremsselement B1 betätigt. Dies hat zur Folge, daß die Leistungsübertragung im wesentlichen über den ersten und den zweiten Planetenradsatz 5 bzw. 6 erfolgt. Auch in diesem Fall erfolgt eine Leistungsaufteilung. Ein Teil der über die Getriebeeingangswelle eingespeisten Leistung wird dabei über das betätigte zweite Kupplungselement K2 übertragen. Dabei wird über das Kupplungselement K2 der Steg des zweiten Planetenradsatzes 6 sowie das Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 angetrieben. Des weiteren erfolgt über die fortlaufende Verbindung zwischen dem Sonnenrad 5.1 des ersten Planetenradsatzes 5 ein Antrieb dessen. Durch das Festhalten, d. h. dem Stillstand des Hohlrades 5.4 des ersten Planetenradsatzes 5 wird auch hier Drehmoment auf den Steg 5.3 des ersten Planetenradsatzes übertragen, wobei dieser mit dem Hohlrad 6.4 des zweiten Planetenradsatzes gekoppelt ist. Da über das betätigte Kupplungselement K2 ebenfalls der Steg 6.3 des zweiten Planetenradsatzes 6 und das Hohlrad 7.4 des dritten Planetenradsatzes 7 angetrieben wird, ergibt sich aus der Relativgeschwindigkeit die Drehzahl des Sonnenrades 6.1. Über die Übertragungswelle 8 wird dabei auch das Sonnenrad 7.1 des dritten Planetenradsatzes 7 angetrieben und ermöglicht dadurch im Zusammenhang mit der Rotation des Hohlrades 7.4 des dritten Planetenradsatzes den Antrieb des Steges 7.3 und damit der Getriebeausgangswelle A.

Für den Rückwärtsgang sind lediglich das erste Brems-
element B1 und das vierte Bremsselement B4 betätigt. Da-
durch wird eine Drehrichtungsumkehr der Getriebeaus-
gangswelle A gegenüber dem Traktionsbetrieb bewirkt.

In den einzelnen Gängen wird lediglich die Leistung auf
die einzelnen Planetenradsätze 5, 6, 7 und auch 4 aufgeteilt.
Am dritten Planetenradsatz 7 werden dann diese Leistungs-
anteile wieder zusammengeführt und über den Steg 7.3 des
dritten Planetenradsatzes auf die Getriebeausgangswelle A
übertragen.

Bei der in der Fig. 1 und 2 beschriebenen Getriebevari-
ante handelt es sich lediglich um eine Grundvariante von
vielen, entscheidend ist, daß die Inch-Bremse, beispiels-
weise in Form einer Lamellenbremseinrichtung zur Real-
isierung des Anfahrvorganges genutzt wird. Das hier be-
schriebene Getriebe ist dadurch charakterisiert, daß diese
sechs Vorwärtsgänge, einen Rückwärtsgang, lediglich zwei
Kupplungseinrichtungen und vier Bremseinrichtungen so-
wie eine Inch-Bremse zum Anfahren aufweist.

Die beschriebene Getriebeanordnung kann mit verschie-
denen Elementen entsprechend der zu lösenden Zusatzauf-
gaben, beispielsweise der Antrieb weiterer Aggregate, die
Realisierung der Bremsfunktion oder die Realisierung der
Leistungsübertragung auf die Achse eines Fahrzeuges, kom-
biniert werden. Mögliche Grundvarianten sind dabei ledig-
lich eine Kombination des beschriebenen Getriebes mit ei-
nem Retarder.

Des weiteren besteht die Möglichkeit, einen Nebenab-
trieb rechts und/oder einen Nebenabtrieb links und/oder
mehrere Nebenabtriebe vorzusehen. Ebenfalls denkbar ist
eine Getriebeausführung mit Retarder frei von einem Ne-
benabtrieb.

Zur Übertragung der Fahrleistung von der Getriebeaus-
gangswelle auf die Fahrzeugachse kann entsprechend der
Einbaulage des Getriebes ein Winkelabtrieb entsprechender
Dimensionierung und Ausgestaltung vorgesehen werden.

Die in den Fig. 1 und 2 beschriebene Variante kann auch
ohne Retarder ohne Nebenabtrieb oder aber ohne Retarder
mit einem oder mehreren Nebenabtrieben, mit einem Ne-
benabtrieb links oder einem Nebenabtrieb rechts ausgestat-
tet werden. Die Ausführungen eines Nebenabtriebes ist in
der Fig. 3a dargestellt. Der Nebenabtrieb ist dabei mit 20 be-
zeichnet und dient dem Antrieb der Ölpumpe.

Die Fig. 3b verdeutlicht das Vorsehen eines Winkelabtrie-
bes 21, welcher mit der Getriebeausgangswelle A gekoppelt
ist.

Patentansprüche

1. Mehrganggetriebe
 - 1.1 mit einer Getriebeeingangswelle und einer
Getriebeausgangswelle;
 - 1.2 mit einem ersten mechanischen Getriebeteil;
 - 1.3 mit Mitteln zur Koppelung des ersten mecha-
nischen Getriebeteiles mit der Getriebeeingangs-
welle;
 - 1.4 mit einem Anfahrlement;
- gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
 - 1.5 mit einem weiteren zweiten mechanischen
Getriebeteil, umfassend wenigstens eine Plane-
tenradstufe;
 - 1.6 ein erstes Getriebeelement des zweiten me-
chanischen Getriebeteiles ist mit dem ersten me-
chanischen Getriebeteil und der Getriebeaus-
gangswelle gekoppelt;
 - 1.7 das Anfahrlement ist als Bremseinrichtung
ausgeführt und einem weiteren zweiten Getrie-
beelement des zweiten mechanischen Getriebetei-

les zugeordnet;

1.8 dem ersten mechanischen Getriebeteil sind
Mittel zur Realisierung der einzelnen Gangstufen
zugeordnet welche derart betätigbar sind, daß die
Übersetzungen im ersten Gang und im Rück-
wärtsgang durch den zweiten mechanischen Ge-
triebeteil bestimmbar sind.

2. Mehrganggetriebe nach Anspruch 1, gekennzeich-
net durch die folgenden Merkmale:

2.1 der Planetenradsatz des zweiten mechanischen
Getriebeteiles umfaßt die folgenden Getriebee-
lemente:

2.1.1 ein Sonnenrad;

2.1.2 ein Hohlrad;

2.1.3 einen Steg;

2.1.4 Planetenräder;

2.2 das erste Getriebeelement wird vom Sonnenrad
gebildet;

2.3 das zweite Getriebeelement wird vom Steg ge-
bildet.

3. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 1
oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein drittes Getrie-
beelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles
mit einem ersten Getriebeteilelement des ersten mecha-
nischen Getriebeteiles drehfest verbunden ist.

4. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis
3, dadurch gekennzeichnet, daß das Anfahrlement als
Inchbremseinrichtung ausgeführt ist.

5. Mehrganggetriebe nach Anspruch 4, dadurch ge-
kennzeichnet, daß die Inchbremseinrichtung in Lamel-
lenbauart ausgeführt ist.

6. Mehrganggetriebe nach Anspruch 5, gekennzeich-
net durch folgende Merkmale:

6.1 wenigstens die Außenlamellen der Inchbren-
seinrichtung sind von einem, mit einem Betriebs-
mittel füllbaren Ringraum umgeben;

6.2 es sind Mittel zur Steuerung des Betriebsmit-
telzuflusses zum Ringraum vorgesehen.

7. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 4 bis
6, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

7.1 der Inchbremseinrichtung ist ein offener
Kreislauf zugeordnet;

7.2 der Kreislauf ist mit dem Getriebeölsumpf
verbunden.

8. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis
7, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel zur Realisie-
rung der Gangstufen in Form von Kupplungs- und/oder
Bremseinrichtungen ausgeführt sind.

9. Mehrganggetriebe nach Anspruch 8, dadurch ge-
kennzeichnet, daß die Kupplungs- und/oder Brems-
elemente in Lamellenbauart ausgeführt sind.

10. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis
9, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

10.1 der erste mechanische Getriebeteil umfaßt
drei Planetenradsätze – einen ersten Planetenrad-
satz, einen zweiten Planetenradsatz und einen
dritten Planetenradsatz;

10.2 jeder Planetenradsatz umfaßt als Getriebee-
lemente wenigstens jeweils ein Sonnenrad, ein
Hohlrad, einen Steg und Planetenräder;

10.3 ein erstes Getriebeelement des ersten Plane-
tenradsatzes ist drehfest mit der Getriebeein-
gangswelle verbunden;

10.4 ein zweites Getriebeelement des dritten Pla-
netenradsatzes ist drehfest mit der Getriebeaus-
gangswelle verbunden.

11. Mehrganggetriebe nach Anspruch 10, dadurch ge-
kennzeichnet, daß das erste Getriebeelement des ersten

Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles vom Sonnenrad gebildet wird.

12. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles vom Steg gebildet wird. 5

13. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 3 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles mit dem als erstes Getriebeelement ausgeführten dritten Getriebeelement drehfest verbunden ist. 10

14. Mehrganggetriebe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles von dessen Hohlrad gebildet ist. 15

15. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Getriebeelement des zweiten mechanischen Getriebeteiles von dessen Hohlrad gebildet wird.

16. Mehrganggetriebe nach einem der Ansprüche 9 bis 15, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

16.1 die Mittel umfassen wenigstens zwei Kupplungselemente – ein erstes Kupplungselement und ein zweites Kupplungselement sowie wenigstens drei Bremsrichtungen – eine erste Bremsrichtung, eine zweite Bremsrichtung und eine dritte Bremsrichtung; 25

16.2 jeweils die ersten Getriebeelemente des zweiten und des dritten Planetenradsatzes sind mittels des ersten Kupplungselementes wenigstens mittelbar mit der Getriebeeingangswelle koppelbar; 30

16.3 ein weiteres zweites Getriebeelement des zweiten und ein drittes Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes sind mittels des zweiten Kupplungselementes mit der Getriebeeingangswelle koppelbar; 35

16.4 einem weiteren dritten Getriebeelement des ersten, des zweiten und dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles ist jeweils eine Bremsrichtung zugeordnet. 40

17. Mehrganggetriebe nach Anspruch 16, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

17.1 die ersten Getriebeelemente des zweiten und des dritten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles sind jeweils von dessen Sonnenrädern gebildet; 45

17.2 das zweite Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes des ersten mechanischen Getriebeteiles ist vom Steg gebildet; 50

17.3 die dritten Getriebeelemente der einzelnen Planetenradsätze des ersten mechanischen Getriebeteiles werden jeweils von deren Hohlrädern gebildet. 55

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Fig. 1

41

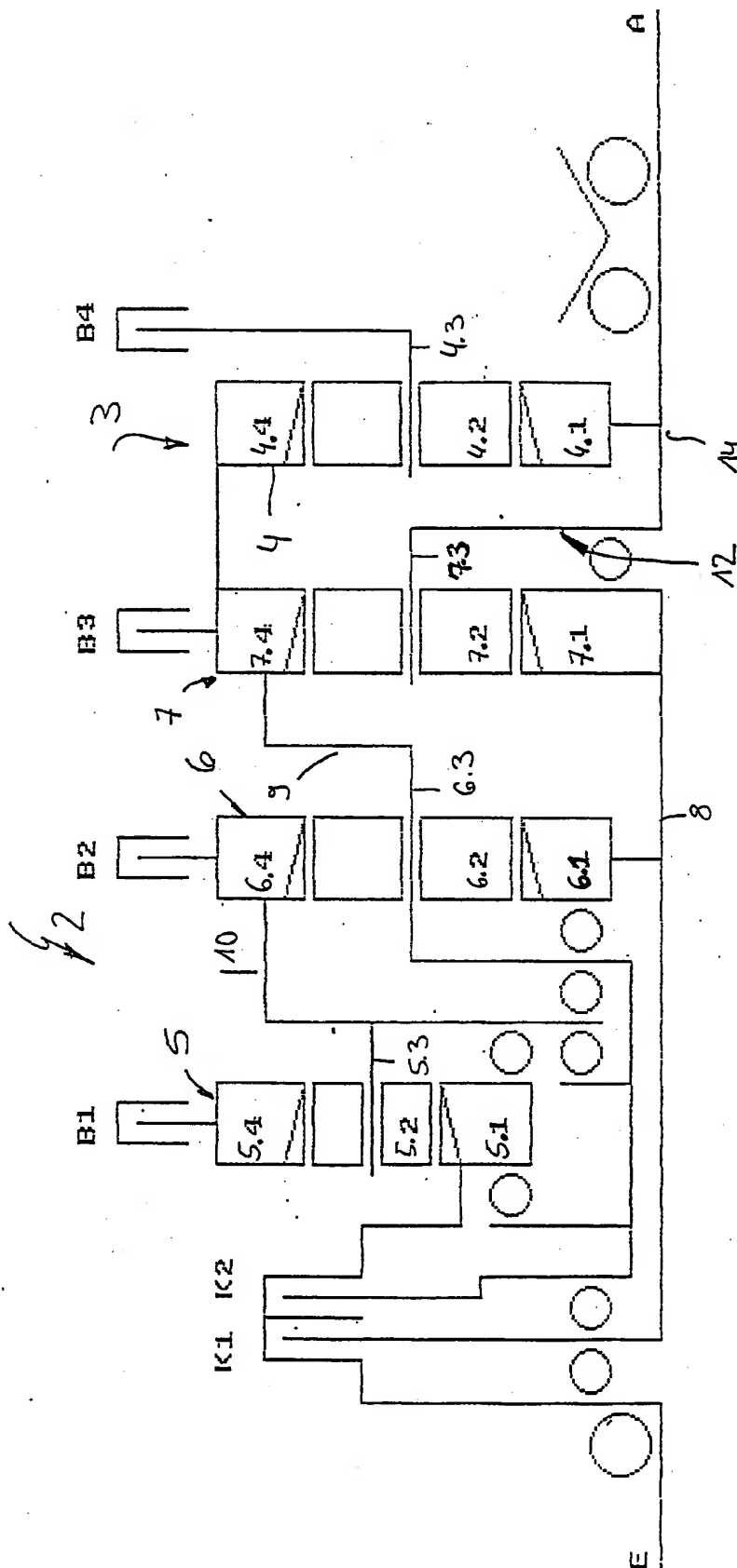


Fig. 2

	K1	K2	B1	B2	B3	B4
1	X					X
2	X				X	
3	X			X		
4	X		X			
5	X	X				
6		X	X			
R			X			X
H					X	X

Fig. 3a

